

Таким образом годовой экономический эффект от внедрения противодавленческой турбины вместо РОУ составит (при годовом количестве часов работы – 7000 часов, обычно принимаемом в экономических расчетах):

$$\Delta Z_{\text{год}} = (Z_{\text{э}} - Z_{\text{п}}) \cdot 7000 = 1,53 \text{ млн. у.е.}$$

Для расчета срока окупаемости предлагаемой модернизации, помимо полученной оценки повышения экономичности при сопоставлении стоимости вырабатываемой электроэнергии и приобретаемого пара, необходимо учесть объем капитальных затрат и стоимость эксплуатации. Эти дополнительные оценки могут быть получены только для конкретных условий того или иного предприятия.

Поступила в редколлегию 25.02.2002.

УДК 621.22.018

З.Я.ЛУРЬЕ, докт. техн. наук, НТУ "ХПИ";
И.Г.ЛИЩЕНКО, ЗАО "НИИГидропривод"

ПОВЫШЕНИЕ ВЫХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ВЫСОКОМОМЕНТНОГО РАДИАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО ГИДРОМОТОРА МНОГОКРАТНОГО ДЕЙСТВИЯ ПУТЕМ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ ПО МНОГИМ КРИТЕРИЯМ

У статті обговорюються результати поетапної оптимізації параметрів гідромотора багатократної дії. Виконані дослідження, що включають кореляційний аналіз, дозволили збільшити в порівнянні з прототипом загальний ККД на 5,4%, знизити максимальні контактні напруження у 2,27 рази.

Радиально-поршневой высокомоментный гидромотор многократного действия (РПГМД) (см. рис. 1) состоит из статора (3) с профильной направляющей, ротора (1) с помещенными в нем поршневыми группами (2) и распределителя (5) рабочей жидкости (РЖ). Профиль направляющей (внешней или внутренней) определяет перемещение, скорость и ускорение поршневых групп, нагрузки на основные элементы гидромотора.

При работе РПГМД поршневые группы, включающие поршни и связанные с ними катки, находятся при рабочем ходе под действием силы давления РЖ в радиальном направлении (по оси цилиндра). При подаче РЖ в подпоршневое пространство поршень стремится выдвинуться и опирается своими катками о профиль направляющей. Возникающее при взаимодействии катка с направляющей тангенциальное усилие формирует крутящий момент ротора. При одном обороте ротора поршень совершает множество двойных ходов, количество которых зависит от профиля направляющей статора.

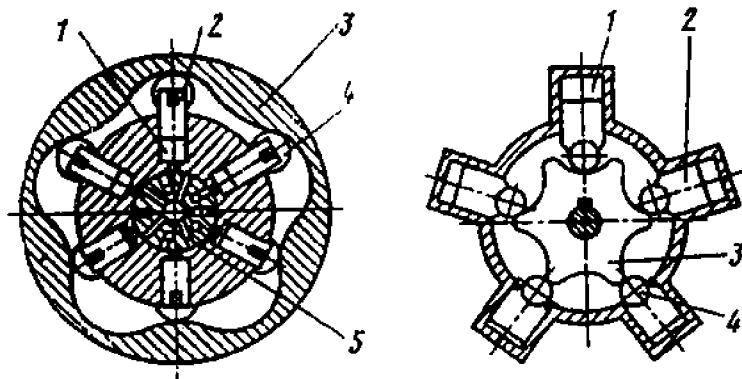


Рис. 1. Схемы РПГМД с внешней (а) и внутренней (б) направляющей.
1 – блок цилиндров, 2 – поршень, 3 – направляющая, 4 – каток, 5 – распределитель

Существенное влияние на технические характеристики РПГМД оказывают параметры поршневой пары, принятый закон перемещения поршня, профиль направляющей и др.

Большое число геометрических, кинематических и силовых параметров гидромотора, определяющих выходные характеристики (объемный, гидромеханический и общий КПД, максимальные контактные напряжения в узле “каток-профиль” направляющей, максимальные скорость и ускорение относительного перемещения поршня, активные диаметр и длина и др.) говорят о необходимости поиска наилучших решений при разработке (или модернизации) таких гидромоторов. Этот вопрос решался различными авторами, в основном как частная задача, путем проработки ограниченного количества вариантов, путем вариации основных параметров с локальной оптимизацией, выбором единого критерия и т.п. Кроме того, не был учтен ряд важных факторов, позволяющих улучшить адекватность математической модели реальному объекту и эффективнее использовать современные методы оптимизации. К ним следует отнести:

- многокритериальный подход при оптимизации параметров гидромотора; разработку более полной математической модели, включающей функциональные выражения, ограничения и критерии, описывающие процессы и функционирование узлов гидромотора как единое целое;

- корреляционный анализ между назначенными критериями, в том числе и варьируемыми параметрами, позволяющий наметить пути более эффективной оптимизации параметров;

- необходимость исследования течения РЖ в постоянном и переменном зазоре поршневой пары с целью допустимости рассмотрения его как квазистационарного;

- учет гидромеханических потерь в поршневых парах, потерь в местных сопротивлениях и др., способствующих более углубленному математическому

описанию процессов в гидромашине; выбор и применение метода оптимизации, наиболее соответствующего проблеме оптимизации параметров.

В настоящей статье излагаются результаты оптимизации РПГМД по многим критериям с целью повышения выходных характеристик на основе более полной математической модели, эффективного метода оптимизации и корреляционного анализа между назначенными критериями и варьируемыми параметрами. Полученные внешние характеристики на одной и той же математической модели для прототипа гидромотора ДП510И и оптимального решения с теми же рабочим объемом, угловой скоростью и давлением на входе, что и ДП510И, подтвердили эффективность многокритериального подхода. При этом возросли объемный и общий КПД соответственно на 5,3 % и 5,4 %, снизились максимальные контактные напряжения в 2,27 раза, но увеличился на 13,4 % активный диаметр. Предложен оптимальный вариант модификации серийного гидромотора ДП510И, связанный с изменением конструкции направляющей в части профиля с сохранением всех габаритных размеров и конструктивной схемы в целом. В результате оптимизации увеличиваются объемный и общий КПД соответственно на 3,2 % и 3 %, снижаются максимальные контактные напряжения в 1,76 раза. Обсуждаемая в статье методика оптимизации на математической модели, представленной в виде удобном для поэтапного решения на ЭВМ в среде многокритериальной оптимизации, использована в НИИ Гидроприводе при разработке гидромоторов с рабочими объемами 3500 и 64000 см³, давлением 25 МПа.

Весь комплекс исследований от постановки задач до решения проблемы оптимизации параметров РПГМД основан на методе исследования пространства параметров (ИПП) [1] и разработанной диалоговой системе OPT [2].

1. Математическая модель

Математическая модель РПГМД построена на его декомпозиции на основные узлы и включает: функциональные уравнения, описывающие гидравлические и гидромеханические процессы взаимодействия потока РЖ с рабочими органами гидромотора, влияющие на значения выходных характеристик; параметрические и функциональные ограничения; критерии оптимальности.

Уравнения объемных утечек и гидромеханических потерь узла поршневой группы приведены в работах [3,4]. Выражения, учитывающие механические потери трения между поршневой группой и ротором РПГМД, даны в статье [5]. Формулы, позволяющие определить траекторию движения центра катка (эквидистанту), профиль направляющей, механические потери узла “каток-профиль”, объемные и гидравлические потери в узле “распределитель-корпус” представлены в работах [6-8].

В качестве варьируемых параметров приняты: d_n – диаметр поршня, z – число поршней в ряду, y – число рядов, x – число ходов поршня за один оборот, V_0 – рабочий объем и др. (всего 18 параметров). Пределы изменения

варьируемых параметров составляют параметрические ограничения [1, 7].

К функциональным ограничениям, изложенным в работе [7], добавим следующие:

назначаемый диаметр распределителя d_p должен удовлетворять неравенству [6]:

$$d_p \leq d_v + 2d_n + 4t,$$

где d_v , d_n – соответственно диаметры внутреннего и наружного каналов распределителя, l – конструктивный параметр;

ограничение на значение начального радиуса эквидистанты ρ_0 определяется неравенством [9]:

$$\rho_0 \leq (d_n + 20) / (2 \operatorname{tg}(\pi / z) + h + 0,7 d_n), \text{ мм},$$

где h – ход поршня.

Условие размещения катков на окружности начального радиуса ρ_0 , накладываемое на значение радиуса r_k катка [9]:

$$r_k \leq \rho_0 \sin \frac{d_z}{2} - \frac{\Delta k}{2},$$

где $d_z = 2\pi/z$ – угол расположения поршней, Δk – допустимый минимальный зазор между катками.

В качестве критериев приняты: энергетические характеристики узла поршень-цилиндр, приведенные в работах [3,4]; энергетические характеристики узла распределитель-корпус, представленные в работе [6]; габаритные размеры (активные), вычисляемые по формулам работ [6,7]; параметры законов относительного движения поршня, принятые из работ [6,7,9]; критерий эффективности, взятый из работы [9]; объемный, гидравлический, механический, гидромеханический и общий КПД гидромотора, отражающие его энергетические характеристики в целом [6]; значения максимальных контактных напряжений, влияющих на надежность гидромотора [6,7].

Всего рассматривалось 19 критериев, число которых и состав менялись от одного этапа оптимизации к другому.

2. Решение

Первые три этапа решения проблемы оптимизации параметров с целью повышения выходных характеристик предусматривают: проверку адекватности математической модели реальному гидромотору ДП510И; разработку методики проектирования оптимального профиля направляющей; определение возможностей принятых критериев, связанных с кинематическими, силовыми и прочностными параметрами. Выполненные исследования подтвердили адекватность математической модели, позволили сформировать методику построения оптимального профиля направляющей и оценить влияние законов движения поршня и значения выбранных критериев.

На четвертом этапе завершается решение проблемы: обосновывается выбор относительного движения поршня – параболический закон с участком

архимедовой спирали (ПА); выполняется корреляционный анализ между парами критериев и между критериями и варьируемыми параметрами; назначаются критериальные ограничения; определяется множество допустимых решений, среди которых выбирается оптимальное решение.

Испытания на ЭВМ показали, что при законе ПА в отличие от параболического (П) снижаются максимальные контактные напряжения, максимальная относительная скорость и ускорение поршня, повышаются объемный и общий КПД. Нахождение коэффициента корреляции между парами критериев позволяет установить между ними линейную связь и взвешенно оценить возможности критериев.

В табл. 1 представлены коэффициенты корреляции между парами критериев, полученные на множестве паретовских решений при параметрических ограничениях: $28 \leq d_{\text{п}} \leq 36$ мм; $10 \leq z \leq 17$; $1 \leq y \leq 3$; $6 \leq x \leq 10$; $145 \leq p_0 \leq 165$ мм; $25 \leq r_{\text{к}} \leq 36$ мм. Часть параметров было зафиксировано: $\alpha_1 = 11,875^\circ$, $\alpha_2 = 1^\circ$, $\alpha_{\text{р}}$ (рабочий угол профиля) = 18° , $V_0 = 3500$ см³, Δ (угол поворота вала, при котором скорость поршня равна нулю) = 1° , $p_{\text{н}} = 10$ МПа, $h_{2\text{г}}$ (диаметральный зазор между распределителем и корпусом) = 60 мКм, $t_{2\text{г}}$ (диаметральный зазор между поршнем и цилиндром) = 30 мКм, ω (угловая скорость) = $3,2$ с⁻¹, μ (коэффициент динамической вязкости) = $2,75 \cdot 10^{-8}$ МПа·с, L_1 (начальная длина зазора поршневой пары) = 40 мм.

За критерии $\Phi_1 - \Phi_{10}$ приняты следующие параметры и характеристики: $\Phi_1 = v_{\text{max}}$ (максимальная скорость движения поршня), $\Phi_2 = a_1$ (ускорение движения поршня), $\Phi_3 = 1/\eta_{\text{Q}}$ (величина обратная объемному КПД), $\Phi_4 = 1/\eta_{\text{об}}$ (величина обратная общему КПД), $\Phi_5 = K_{\text{рф}}$ (критерий эффективности), $\Phi_6 = D_{\text{а}}$ (активный диаметр), $\Phi_7 = L_{\text{а}}$ (активная длина), $\Phi_8 = dL_{\text{пр}}/d\alpha$ (первая производная профильной кривой по углу поворота ротора), $\Phi_9 = \sigma$ (контактные напряжения), $\Phi_{10} = h$.

Анализ данных табл. 1 позволяет отметить следующее: тесную корреляционную связь между критериями Φ_1 и Φ_2 (коэффициент корреляции $R_{1,2} = 1$), а следовательно, исключить критерий Φ_1 или Φ_2 из дальнейших исследований; тесную корреляционную связь между критериями Φ_3 и Φ_4 с $R_{3,4} = 0,99$, что дает возможность исключить критерий Φ_3 ; большой коэффициент корреляции 0,94 между критериями Φ_5 и Φ_7 , и так как критерий Φ_5 с остальными критериями коррелирован значительно слабее, то оставлен критерий Φ_7 , выражающий конкретную выходную характеристику – активную длину гидромотора; целесообразность исключения критериев Φ_8 и Φ_{10} как критериев с большим коэффициентом корреляции по отношению к критерию Φ_2 .

В целом корреляционный анализ определяет линейную связь между парами критериев и парами критерий и параметр (произведение параметров), предоставляет возможность исключить лишние критерии и осуществить направленный поиск наилучшего решения.

Для дальнейших исследований остаются 5 критериев – Φ_2 , Φ_4 , Φ_6 , Φ_7 и Φ_9 , которые нумеруются соответственно Φ_1 , Φ_2 , Φ_3 , Φ_4 и Φ_5 . При вариации 12 параметров из 18 и критериальных ограничениях $\Phi_1^{xx} = 6 \text{ м/с}^2$, $\Phi_2^{xx} = 0,88$, $\Phi_3^{xx} = 450 \text{ мм}$, $\Phi_4^{xx} = 160 \text{ мм}$ и $\Phi_5^{xx} = 1200 \text{ МПа}$ из 500 испытаний получено 9 парето-оптимальных решений, приведенных в табл. 2.

Таблица 1.

Коэффициенты корреляции, полученные из множества Парето
(68 решений при 500 испытаний)

Крите Рии	Коэффициенты корреляции								
	Φ_1	Φ_2	Φ_3	Φ_4	Φ_5	Φ_6	Φ_7	Φ_8	Φ_9
Φ_2	1	-	-	-	-	-	-	-	-
Φ_3	-0,33	-0,33	-	-	-	-	-	-	-
Φ_4	-0,28	-0,28	0,99	-	-	-	-	-	-
Φ_5	-0,74	-0,74	0,12	0,08	-	-	-	-	-
Φ_6	0,44	0,44	-0,64	-0,61	-0,13	-	-	-	-
Φ_7	-0,82	-0,82	0,3	0,26	0,94	-0,45	-	-	-
Φ_8	0,99	0,99	-0,33	-0,28	-0,73	0,49	-0,81	-	-
Φ_9	0,81	0,81	-0,25	-0,2	-0,75	0,15	-0,78	0,8	-
Φ_{10}	0,83	-0,83	-0,75	-0,71	-0,51	0,68	-0,67	0,83	0,64

Таблица 2.

Значения критериев для множества паретовских точек

№ точки	Критерии				
	$\Phi_1, \text{ м/с}^2$	$\Phi_2/\eta_{об}$	$\Phi_3, \text{ мм}$	$\Phi_4, \text{ мм}$	$\Phi_5, \text{ Мпа}$
1	5,51	1,136/0,88	412,8	147,8	1051,7
2	5,257	1,132/0,8834	421,9	149,8	1083,3
3	5,9	1,097/0,9115	443,4	151,5	1033,7
4	5,18	1,12/0,893	404,7	159,2	1111,8
5	5,93	1,112/0,899	423,8	146	1126
6	5,51	1,123/0,8865	393,8	150,5	1077,6
7	5,73	1,109/0,9017	429	153,8	1092,8
8	4,5	1,122/0,8913	421,3	150,3	1021,8
9	5,06	1,097/0,9115	444,8	146,9	948,7

Претендентом на оптимальное решение выбрана точка 9, значения параметров которой равны: $d_n = 32 \text{ мм}$, $z = 14$, $y = 2$, $x = 6$, $V_0 = 3500 \text{ см}^3$, $p_0 = 165 \text{ мм}$, $\Delta = 1^\circ$, $r_k = 31,5 \text{ мм}$, $p_n = 10 \text{ МПа}$, $\alpha_1 = 11,875^\circ$, $\alpha_2 = 1^\circ$, $\omega = 3,2 \text{ с}^{-1}$, $h_{2r} = 50,6 \text{ мКм}$, b (ширина катка) = $16,5 \text{ мм}$, $t_{2r} = 28,3 \text{ мКм}$, $\mu = 2,05 \cdot 10^{-8} \text{ МПа} \cdot \text{с}$, $L_1 = 37,8 \text{ мм}$. Целесообразно в это решение внести, с точки зрения конструктивных, технологических и эксплуатационных соображений, коррекцию следующих параметров и принять $h_{2r} = 50 \text{ мКм}$,

$b = 17\text{ мм}$, $t_{2r} = 25\text{ мКм}$, $\mu = 2,75 \cdot 10^{-8}\text{ МПа}\cdot\text{с}$, $L_1 = 40\text{ мм}$. Подобная коррекция представляет собой локально-оптимальную процедуру, связанную с округлением параметров. В результате этой коррекции получаем окончательно наилучшее решение при заданных исходных данных, для которого $\eta_{об} = 0,924$, $\sigma = 934,5\text{ МПа}$.

Эффективность оптимального решения по сравнению с прототипом ДП10И более наглядно проявляется при построении внешних характеристик. На рис. 2 изображены механические характеристики (зависимости частоты вращения от крутящего момента).

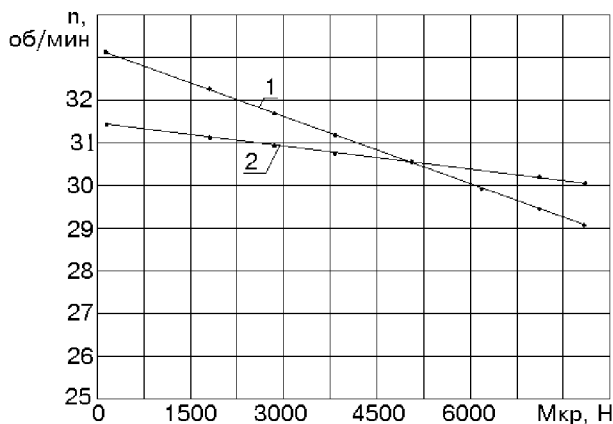


Рис. 2. Механические характеристики:
1 – прототипа, 2 – оптимального решения.

Из рис. 2 видно, что оптимальное решение обладает более жесткой механической характеристикой со статизмом

$$\frac{n_{\max} - n_{\min}}{n_{\min}} \cdot 100 = \frac{31,5 - 29,2}{29,2} \cdot 100 = 4,65\%.$$

Для прототипа статизм составляет

$$\frac{33,1 - 29,2}{29,2} \cdot 100 = 13,35\%, \text{ т.е. в } 2,87 \text{ раза больше, чем у оптимального решения.}$$

Это подчеркивает преимущество оптимального решения, особенно для гидропривода с циклически переменной нагрузкой.

Изменение общего КПД $\eta_{об}$ в функции крутящего момента дано на рис. 3. Начиная с нагрузки 750 Н общий КПД для оптимального решения по сравнению с прототипом возрастает с ростом крутящего момента.

Как отмечалось выше, при номинальном режиме $\eta_{об}$ для оптимального решения больше на 0,054 (5,4%), чем у прототипа. Выгодно отличает оптимальное решение от прототипа значительное снижение максимальных контактных напряжений с ростом нагрузки (см. рис. 4), что обеспечивает повышение долговечности работы гидромотора.

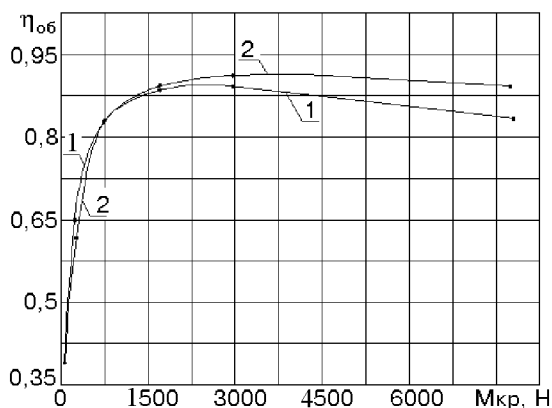


Рис. 3. Зависимость общего КПД гидромотора от крутящего момента: 1 – прототипа, 2 – оптимального решения.

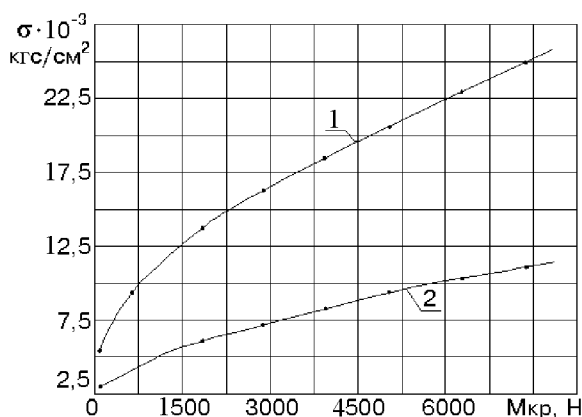


Рис. 4. Кривые максимальных контактных напряжений в функции крутящего момента: 1 – прототипа, 2 – оптимального решения.

Следовательно, кривые рис. 2 – 4 подтверждают, что оптимальное решение, полученное в результате многокритериальной оптимизации, имеет существенные преимущества по сравнению с прототипом. Выполненные исследования на 4 этапе, завершённые оптимальным решением, могут служить основой для модификации серийного гидромотора мод. ДП510И, выпускаемого Горловским машиностроительным заводом в части: перехода от закона движения поршня П на закон ПА; увеличения угла разгона поршня с 10° до 12° ; уменьшения зазора h_{2r} с 60 до 50 мКм; снижения зазора t_{2r} с 30 до 25 мКм. При этом объемный КПД увеличивается с 91,3 до 94,5 % (т.е. на 3,2%), общий КПД возрастает с 87 до 90 % (т.е. на 3 %), максимальные контактные напряжения снижаются с 2126,4 до 1208,1 МПа (т.е. в 1,76 раза). Предлагаемая мо-

дификация сохраняет конструктивную схему гидромотора ДП510И, габаритные размеры и в основном все детали. Претерпевает изменение только конструкция профильной направляющей статора гидромашины и повышаются технологические требования к точности изготовления распределителя и поршневых пар для обеспечения рекомендованных значений диаметральных зазоров.

Выводы

1. Выбранный метод исследования пространства параметров и построенный на его основе диалоговый комплекс программ многокритериальной оптимизации создали возможность поэтапного решения проблемы повышения выходных характеристик на примере гидромотора ДП510И.

2. Выполненный корреляционный анализ позволил дать оценку принятому набору критериев в части нахождения среди них зависимых друг от друга (например, между критерием Ф1 – максимальной скоростью поршня и критерием Ф2 – ускорением поршня, между критерием Ф3 – объемным КПД и критерием Ф4 – общим КПД и др.). На этой основе исключались лишние критерии без ущерба оценки качественных показателей гидромотора и осуществлялся направленный поиск наилучшего решения.

3. Полученное оптимальное решение на основе ввода параметрических ограничений на 12 варьируемых параметров из 18 и процедуры локальной оптимизации в сравнении с прототипом гидромотора мод ДП510И имеет: более высокий объемный и общий КПД (соответственно на 5,3 и 5,4 %); снижение контактных напряжений с 2126,4 до 934,5 Мпа (т.е. более чем в 2 раза); уменьшение максимальной скорости поршневой группы с 0,43 до 0,37 м/с; ускорения – с 7,9 до 5,064 м/с²; большую гладкость профильной кривой, что определяется значением первой производной профильной кривой по углу поворота ротора (166,8 мм/рад для оптимального решения, 194,67 мм/рад – у прототипа). Оптимальное решение уступает прототипу по активному диаметру D_a и объему V_a на 13 %.

4. Анализ построенных внешних характеристик рельефнее показывает эффективность оптимального решения в части большей жесткости механической характеристики, повышения общего КПД и снижения максимальных контактных напряжений в диапазоне изменения крутящего момента (нагрузки) от 750 до 7800 Н.

5. Выполненные исследования, завершенные оптимальным решением, служат основой для модификации серийного гидромотора ДП510И с повышением объемного КПД на 3,2 %, общего КПД на 3 % и снижением максимальных контактных напряжений в 1,76 раза.

Список литературы: 1. Статников Р.Б., Матусов И.Б. Многокритериальное проектирование машин. – М.: Знание. 1989. – 48 с. 2. Оксененко А. Я., Лурье З. Я., Левитин Г. С. Диалоговая система решения инженерных задач многокритериальной оптимизации // Управляющие системы и машины. – 1988. – № 3. – С. 101-103. 3. Лурье З.Я., Лищенко И.Г. Математическая модель и оптимизация параметров узла поршень-цилиндр радиально-поршневого гидромотора многократно

го действия // Вестник НТУУ “КПИ”, Машиностроение. – 1999. Вып. 36. – Том 2. – С. 495-500. 4. Лурье З.Я., Лищенко И.Г. Исследование механических потерь узла поршень-цилиндр радиально-поршневого гидромотора многократного действия // Вестник ХГПУ. Машиностроение. – 2000. – Вып. 101. – С. 145-151. 5. Лурье З.Я., Лищенко И.Г. Исследование механических потерь трения между поршневой группой и ротором гидромотора многократного действия // Вестник ХГПУ. Технологии в машиностроении. – 2000. – Вып. 104. – С. 119-124. 6. Пономаренко Ю.Ф. Высокомоментные радиально-поршневые гидромоторы горных машин. – М.: Недра. 1972. 376 с. 7. Лурье З.Я., Лищенко И.Г. Компьютерное проектирование профиля направляющей высокомоментного гидромотора многократного действия для промышленных гидроприводов // Приводная техника. 1999. № 3/4. С. 22-26. 8. Лурье З.Я., Лищенко И.Г. Анализ механических потерь при обкатке катка по профилю направляющей гидромотора многократного действия // Вестник НТУУ “КПИ”. Машиностроение. Т. 2, 2000. – С. 12-17. 9. Докукин А.В., Рогов А.Я., Фейфец Л.С. Радиально-поршневые гидромоторы многократного действия. – М.: Машиностроение. 1980. – 288 с.

Поступила в редакцию 25.03.2001.

УДК 631.3:752.004.5

В.Д.МИГАЛЬ, канд.техн.наук, ХГТУСХ

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ВИБРАЦИОННЫХ ПРОЦЕССОВ ТРАКТОРА

Численні джерела вібрації трактора конструктивного, технологічного і експлуатаційного походження подані багатовимірною динамічною системою. Спектральна густина сигналів вібрації на виході при некоригованих входах подана через частотні характеристики окремих каналів. Вібраційний процес поданий періодичними функціями у вигляді ряду Фур'є, а шумові складові досліджені за допомогою перетворення Фур'є.

Существующие методы повышения надежности тракторов, основанные на классической теории надежности и прочностных расчетов [1-3], сталкиваются с трудностями в учете влияния вибрационных процессов на надежность и ресурс механизмов трактора. Это объясняется тем, что надежность машин характеризуется определенными уровнями вибрации, превышение которых вызывает интенсивное накопление усталостных повреждений и пластических деформаций, виброползучесть в элементах конструкции, нарушение нормального функционирования, потерю устойчивости конструкции. Поэтому в задачах проектирования высоконадежных механизмов первостепенное место должны занимать проблемы определения допустимых и предельных значений вибрации, оптимизации вибрационных характеристик, снижение мощности потока вибрационной энергии, проходящей через элементарные части и контактные площадки деталей механизмов с целью снижения: влияния потока упругих волн вибрации на структуру материала и эластичность механических систем [4], вибрационных полей, повышение надежности, вибропрочности и